编号：163106

新型菱形受热面吸热偏差的计算与分析

王坤宇 李金波 杜文静 程林

（山东大学热科学与工程研究中心，山东 济南 250061）

摘要：基于某水泥余热集成利用技术平台，对新型菱形布置受热面作为余热锅炉过热器时的吸热偏差进行计算和分析，受热面热负荷不均是产生热偏差的主要因素。本文提出了等效吸热不均系数的概念，给出了一种受热面布置与烟气流向呈一定角度时计算吸热不均系数的数学方法，并以试验结果验证其可靠性。菱形受热面的管束布置形式可合理有效利用热能，吸热偏差在 0.82~1.07 之间，与顺排布置受热面相比体现了非常好的吸热均匀性，对于减小热偏差有较好的结构优势。

关键词：余热锅炉；受热面；过热器；热偏差；热负荷分布

中图分类号： TK124　　　　**文献标识码：** A

Calculation and Analysis of the Thermal Deviation of a Novel Heat Transfer Surface

WANG Kunyu　LI Jinbo　DU Wenjing　CHENG Lin

(Institute of Thermal Science and Technology, Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract: The thermal deviation of a novel heat transfer surface is calculated and analyzed in a waste heat recovery boiler of a cement plant, where the heat transfer surface is used as the super heater. Uneven thermal load distribution is the main factor giving rise to thermal deviation. Equivalent coefficient of heat absorption deviation is proposed, and a mathematical method is given for calculating the thermal deviation coefficient when the tube bank has an angle with the gas flow. The results are compared with the experimental data, and a good agreement is achieved. It is proved that the special tube arrangement can efficiently utilize the thermal energy, with a low thermal deviation compared with the aligned tube arrangement. Coefficient of heat absorption deviation lies between 0.82 and 1.07, showing very good thermal uniformity as well as structural advantage.

Key words: heat recovery boiler; heat transfer surface; super heater; thermal deviation; thermal load distribution

0 引言

余热锅炉是余热发电系统中最重要的热能转换设备，余热锅炉的换热能力和热效率在很大程度上决定了发电量及系统效率，如何积极研发适合低品质余热发电的高效锅炉成为未来工作的重中之重。过热器作为工作环境最为恶劣的受热面，处于整个锅炉烟道中温度最高的区域，管束内部高温高压蒸汽流动情况复杂，并联的各根管子吸热和流量分配的不均匀，形成热偏差[1, 2]。热偏差的存在会使过热器局部受热不均匀，当个别管子壁温过高而蒸汽流量较小、热偏差超过许可值时很容易发生爆漏事故，造成运行效率下降以及安全生产隐患[3-5]。

本文基于山东大学在国内某水泥厂建立的余热集成利用技术平台，以余热锅炉性能试验数据及传热流动数值模拟结果为依据，针对余热锅炉过热器系统进行计算并分析菱形受热面的吸热偏差，为今后余热锅炉系统的优化设计和安全运行提供参考。

1 过热器系统热偏差理论

收稿日期：2017-02

基金项目：国家重点基础研究发展计划（No.2013CB228305）

作者简介：王坤宇（1988- ），男，博士研究生，主要从事换热设备及强化传热研究。通信作者：程林，教授，博士生导师，cheng@sdu.edu.cn

热偏差的产生是由于过热器管束吸热不均以及管内蒸汽流量分配不均，使得每根管子内蒸汽的焓增不同[1]。通常用热偏差系数η来表征热偏差程度的大小，其定义为并联管组中某一偏差管内蒸汽的焓增Δi_i与整个管组的平均焓增$\overline{\Delta i}$之比[2]，即

$$\eta = \frac{\Delta i_i}{\overline{\Delta i}} = (\frac{q_i A_i}{G_i})/(\frac{\overline{q}\,\overline{A}}{\overline{G}}) \quad (1)$$

式(1)中，q_i、$\overline{q}$为某一偏差管的热负荷和管组的平均热负荷，A_i、$\overline{A}$为某一偏差管的受热面积和管组中每排管子的平均受热面积，G_i、$\overline{G}$为偏差管内蒸汽质量流量和管组内平均蒸汽流量。式(1)可改写为

$$\eta = \frac{(q_i/\overline{q})(A_i/\overline{A})}{(G_i/\overline{G})} = \frac{\eta_q \eta_A}{\eta_G} \quad (2)$$

式(2)中，$\eta_q = q_i/\overline{q}$，$\eta_A = A_i/\overline{A}$，$\eta_G = G_i/\overline{G}$ 分别称为吸热不均系数，结构不均系数和流量不均系数。由此可知，过热器的热偏差是由管子的热力特性、结构特性和水力特性三方面的不均匀因素造成的。

流量不均主要由集箱效应、管子结构差异和热效流动引起[1, 6]。针对本文研究对象而言，菱形受热面集箱系统几何尺寸不是太大，且为U型布置形式，其管圈两端压差变化不大，流量分布相对均匀[7]，如图1，2所示。邵慰骏，陈之航[8]提出了集箱压降对流量分配的影响忽略不计的标准；曹民侠[9]指出重位压头偏差在多行程的对流过热器中可以不考虑；在同屏各管的进口蒸汽温度和结构相同，不考虑集箱静压变化以及重位压降影响的假设前提下，刁芹海[7]和衡丽君[10]均推导出流量不均系数与蒸汽比容偏差的关系式。若各管束的热负荷分布较为均匀，比容偏差一般不大。结合文献[2, 10]给出的计算方法，估算出菱形受热面管束流量不均系数η_q约为0.98-1.02，各分支管之间的流量偏差较小，对热偏差系数影响很小。受热面为对称式结构，管子尺寸完全一致，故结构不均系数η_A=1。因此菱形受热面的热偏差主要由吸热不均系数所决定。

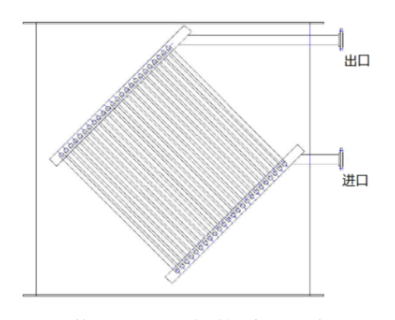


图1 菱形受热面集箱系统示意图

Fig.1 Schematic of the header system

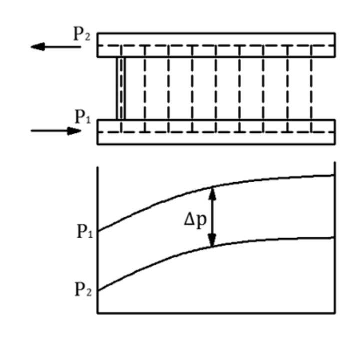


图2 U型集箱及其静压变化

Fig.2 U-type header and the static pressure variation

吸热不均即受热面热负荷分布不均是造成过热器热偏差的最主要因素，同时也会影响管内蒸汽的流量分配，造成热效流量偏差[1]。水泥余热锅炉采用篦冷机排出的热空气作为热源，无炉内燃烧过程；菱形受热面接受热空气的横向冲刷，主要进行对流换热，辐射热量可忽略不计。综上，受热面的吸热偏差主要受沿锅炉对流烟道宽度方向和高度方向的吸热不均的影响[2, 3]。值得注意的是，水泥行业余热受回转窑生产工况影响较大，具有温度不稳定，飞灰含量大等特点，均会加剧热偏差的产生。本文着重研究计算回转窑稳定工况下过热器的吸热偏差，其他影响因素将在今后的试验中作进一步研究和探讨。

2 过热器吸热偏差的计算

2.1 沿锅炉宽度方向的吸热不均系数

一般运行条件下，单炉膛对称结构的锅炉对流烟道中沿宽度方向的热负荷分布情况比较固定，通常为中部最高两侧偏低[2]。采用文献[2, 7, 10]中使用的计算方法可求得吸热不均系数的近似函数表达式。

建立X-η_q^a坐标轴，烟道宽度为a，坐标原点

定于烟道左侧。相对坐标 $X=x/a$ 表示无因次烟道宽度。假设吸热不均系数是 X 的四次幂函数：

$$\eta_q^a(X) = AX^4 + BX^3 + CX^2 + DX + E \tag{3}$$

利用五个已知条件就可求出方程(3)中 A~E 的值：

1. $X=0$ 时，$\eta_q^a(0) = \alpha$；

2. $X=1$ 时，$\eta_q^a(1) = \alpha$；

3. $X=m$ 时，$\eta_q^a(m) = \beta$；

4. $X=m$ 时，存在极大值，曲线斜率为零，即 $\dfrac{d\eta_q^a(X)}{dX} = 0$；

5. 曲线下面积为 1，即 $\int_0^1 \eta_q^a(X)dX = 1$。

再根据研究对象的限定条件，热负荷为轴对称分布，则 $m=1/2$。由菱形受热面结构参数及锅炉试验可得，$\alpha = 0.73$, $\beta = 1.26$。将以上条件代入方程(3)中，求得函数表达式为

$$\eta_q^a(X) = 10X^4 - 20X^3 + 10.38X^2 - 0.38X + 0.73 \tag{4}$$

则沿锅炉宽度方向的吸热不均函数分布图如图 3 所示。

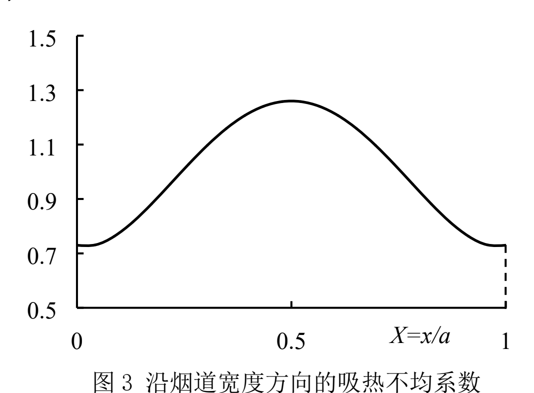


图 3 沿烟道宽度方向的吸热不均系数

Fig.3 Coefficient of heat absorption deviation along the flue width

2.2 沿锅炉高度方向的吸热不均系数

在沿锅炉烟道高度方向上也存在热负荷分布不均的情况。相关试验结果表明，沿高度方向吸热不均系数与偏差管在烟道高度上的相对位置呈线性关系[11]。目前对此的理论研究较少，此处采用的是试验结果与数值模拟结果相结合，拟合计算出沿烟道高度方向吸热不均函数曲线。

建立Φ - η_q^h 坐标轴，烟道高度为 h，坐标原点定于烟道上部。相对坐标$\Phi = \varphi/h$ 表示无因次烟道高度。根据试验得出的烟道上部和下部的吸热不均系数的最大最小值分别为 $\gamma = 1.16$, $\delta = 0.84$。拟合函数为

$$\eta_q^h(\Phi) = -0.32\Phi + 1.16 \tag{5}$$

区别于一般顺排或叉排的管束布置，菱形受热面的管束布置特点为沿高度方向管束逐渐密集，中部最密两端稀疏，故吸热不均系数不再呈线性分布。假设吸热不均系数为Φ的四次幂函数

$$\eta_q^h(\Phi) = A'\Phi^4 + B'\Phi^3 + C'\Phi^2 + D'\Phi + E' \tag{6}$$

1. $\Phi = 0$时，$\eta_q^h(0) = 1.16$；

2. $\Phi = 1$时，$\eta_q^h(1) = 0.84$；

3. $\Phi = 0$时，存在极大值，曲线斜率为零，即 $\dfrac{d\eta_q^h(\Phi)}{d\Phi} = 0$；

4. $\Phi = 1$时，存在极大值，曲线斜率为零，即 $\dfrac{d\eta_q^h(\Phi)}{d\Phi} = 0$；

5. 曲线下面积为 1，即 $\int_0^1 \eta_q^h(\Phi)d\Phi = 1$。

根据以上条件求得函数表达式为

$$\eta_q^h(\Phi) = 0.64\Phi^3 - 0.96\Phi^2 + 1.16 \tag{7}$$

相比于式(5)，式(7)更能准确的表现出适用于研究对象的沿锅炉高度方向的吸热不均分布，函数图像如图 4 所示。文献[12]对菱形受热面的传热和流动特性进行了数值模拟，得出的热负荷分布规律与式(7)一致。

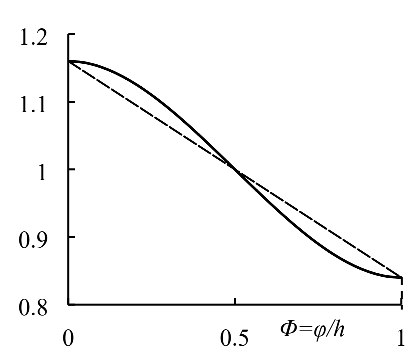


图 4 沿烟道高度方向的吸热不均系数

Fig.4 Coefficient of heat absorption deviation along the flue height

2.3 受热面布置与烟气流向呈一定角度时的吸热偏差计算

由文献[9]可知，对于立式过热器来说，沿高度方向的吸热不均对每根管子影响完全相同，只有沿宽度方向的吸热不均才有影响。此结论适用于管束沿高度方向占据整个烟道的情况。菱形受热面每一片管屏沿高度方向只占据部分烟道且相对位置不同，因而不能直接将沿宽度方向的吸热不均等同于受热面的吸热不均，必须同时考虑沿高度方向的吸热不均；且由于受热面管束布置与烟气流向成 45° 角，其在宽度方向也只占据部分烟道，无法从吸热不均系数函数图上直接读取数值。

为解决这一问题，本文提出等效吸热不均系数的概念，定义为偏差管（或管屏）在沿宽度和高度方向上的投影段的吸热不均系数的平均值，分别为 η_q^{a*} 和 η_q^{h*}。计算方法为投影段与沿宽度和高度方向的吸热不均函数曲线分别形成的面积除以投影段相对长度。以立式锅炉烟气从上往下流动为例。设偏差管（或管屏）纵向长度为 L，与烟气流向所成夹角为 θ，最上部管子相对于烟道宽度位置为 X，相对于烟道高度位置为 Φ。则其在宽度方向上的投影段长度为 $L\sin\theta$，占据从 X 至 $X+L\sin\theta$ 的相对宽度；在高度方向上的投影段长度为 $L\cos\theta$，占据从 Φ 至 $\Phi+L\cos\theta$ 的相对高度，如图 5 所示。则 η_q^{a*} 和 η_q^{h*} 分别表示为

$$\eta_q^{a*} = \frac{\int_X^{X+L\sin\theta} \eta_q^a(X)}{L\sin\theta} \mathrm{d}X \tag{8}$$

$$\eta_q^{h*} = \frac{\int_\Phi^{\Phi+L\cos\theta} \eta_q^h(\Phi)}{L\cos\theta} \mathrm{d}\Phi \tag{9}$$

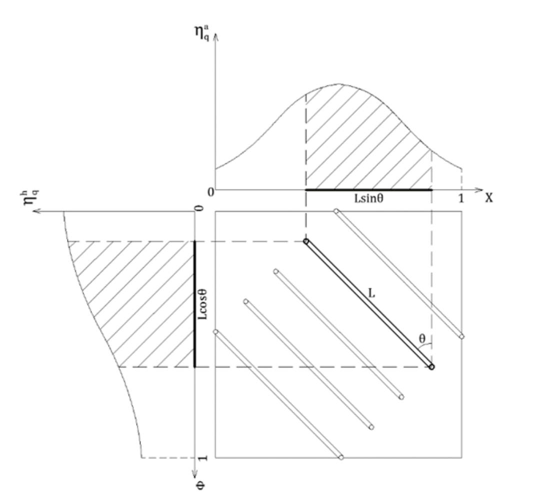


图 5 等效吸热不均系数的计算示意图

Fig.5 Equivalent coefficient of heat absorption deviation

引入修正系数 K，保证吸热不均函数曲线面积为 1。建立 $\sigma-\eta_q^*$ 坐标轴，$\eta_q^* = \eta_q^{a*}\eta_q^{h*}$。假设管屏数目为 n，则 σ 轴的单位刻度为 $1/(n-1)$。将求得的所有管屏的吸热不均系数拟合为横坐标 0~1 范围内的曲线，函数方程为 $\eta_q^*(\sigma)$。K 值应为 $\eta_q^*(\sigma)$ 函数曲线下面积值的倒数。

$$K = \frac{1}{\int_0^1 \eta_q^*(\sigma)} \tag{10}$$

则实际管段的吸热不均系数为

$$\eta_q = K\eta_q^{a*}\eta_q^{h*} \tag{11}$$

实际上，管束沿高度方向占据整个烟道的情况也适用于上述计算方法，其在高度方向上的投影段即为烟道高度，与吸热不均函数曲线形成的面积为 1，投影段相对长度为 1，K 值也为 1。因此只需考虑沿宽度方向上的吸热不均系数，且可直接读取。对于分段式过热器来说，每一段占据的相对高度不同，也可应用等效吸热不均系数的计算方法，将不同位置处的吸热不均情况考虑在内。

根据菱形受热面 24 片管屏的相对位置参数，通过式(8)~(11)得到了每片管屏的吸热不均系数的计算值，在本文后面部分与试验结果进行对比，验证其可靠性。

3 余热锅炉试验

3.1 试验系统及方法

课题组设计并安装了一台 U 型立式直流余热锅炉，由菱形受热面以及其他七个顺排布置受热面构成。热源为篦冷机排出的中低温风，由风机在锅炉排烟烟囱之前抽取，在进入余热锅炉前热风先经过旋风除尘器进行除尘。热风通过连接在篦冷机上的管道输送至锅炉，从菱形受热面上部入口竖直向下进入；经过底部灰斗后热风方向改为竖直向上，再经过后四级受热面从余热锅炉上部出口排出；尾气经电除尘处理后排放至大气中。使用容积为 32 m^3 的圆柱形汽水分离水箱供水，由额定流量 32 m^3/h、压头 52 m 的立式离心式水泵提供循环动力，通过阀门开度控制水流量。水加压后进入余热锅炉，经过八个受热面与热风进行热交换后从过热器出口流出，进入挡板式汽水分离器进行蒸汽和水的分离，随后分别由蒸汽回路和热水回路返回水箱中，蒸汽从水箱排汽口排出，完成一次循环后的热水继续进入锅炉。此试验条件下锅炉入口水温逐渐升高，经过一段时间后过热器出口产出过热蒸汽，系统达到平衡稳定状态。试验系统图如图 6。

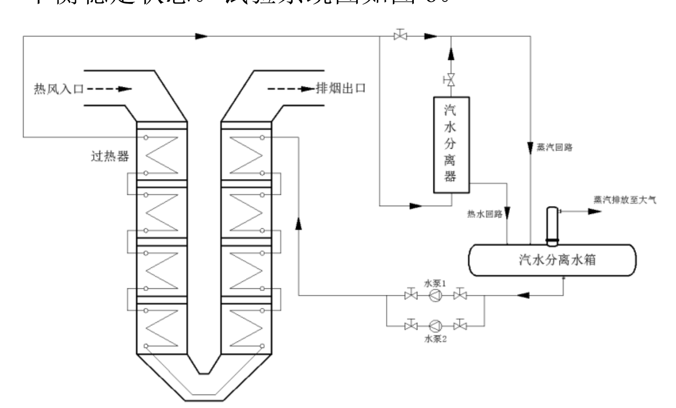


图 6 余热锅炉试验系统图

Fig. 6 Experimental set-up of the waste heat recovery boiler

过热器烟道前后均有测试段壳体用于安装风侧温度测点，过热器入口和出口管路均安装汽侧温度及压力测点，在菱形受热面管束外壁布有若干个壁温测点。试验系统中，热风和蒸汽温度由 Pt100 型热电阻温度计测量，蒸汽压力由 EJA430A 型压力变送器测量，给水流量由 LWGY-80 型涡轮流量计测量，蒸汽流量由 DY 型数字式涡街流量计结合 XSJ-39AIK 型流量数字积算仪测量。以上仪表所测数据由 XMD5000 型巡检仪实时显示并记录。同时使用崂应 3016 型锅炉能效综合测试仪进行辅助测量，使用测温枪由测试段壳体上的法兰口探入锅炉体内，测量过热器前后烟道不同位置的热风温度，并监测风速和流量。

试验开始前，满负荷运行水泵循环至少 1 h 使锅炉管路内充满水。正式试验时，打开篦冷机出口处热风管路阀门，开启风机。每次进行试验的热风温度由回转窑实际工况决定，辅助以调节窑头和篦冷机出口处的热风闸板开度进行粗略控制。采用控制变量法，保持风机抽风量为 30000 Nm^3/h，给水流量恒定在 3 t/h，改变热风温度进行不同工况下的余热锅炉试验。待各项参数不再发生较大波动时，系统进入稳定阶段。此时测定过热器入口和出口的风温和汽温，读取相关流量、压力数值并记录数据。

3.2 不确定度分析

使用 Moffat[13]的方法对直接测量的数据进行不确定度分析，结果列于表 1 中，符合试验要求。

表 1 余热锅炉试验测量数据不确定度

Table 1 Uncertainty of the experimental measurements

测量数据	单位	量程	精度	绝对误差	最小测量值	不确定度
蒸汽温度	ºC	0-450	±0.3%	1.35	147	0.00918
热风温度	ºC	0-450	±0.3%	1.35	199	0.00678
蒸汽压力	kPa	0-1600	±0.5%	8	389	0.02
给水流量	m^3/h	0-40	±0.5%	0.2	2.94	0.068
蒸汽流量	t/h	0-8.3	±0.75%	0.06225	1.3	0.048

4 试验结果与计算结果的对比及分析

选取 10 个不同入口风温工况，可得到风温沿烟道宽度的分布规律，进而采用文献[10]的方法计算得出沿宽度方向的吸热不均系数的极小值 α 和极大值 β，如图 7。在 250-350 ºC 范围内，α 值比较稳

定，波动较小；β 值呈现出逐渐变小的趋势，说明风温越高，锅炉中部的吸热偏差越小，热负荷分布比低风温时相对更均匀。考虑到试验大多在风温 300 ℃ 以上时进行，故取这一温度范围的平均 α 和 β 值进行吸热不均系数的计算。

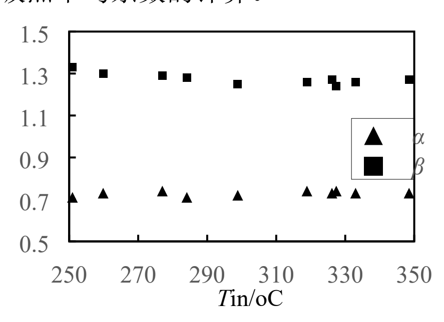


图 7 沿宽度方向吸热不均系数的极小值和极大值

Fig.7 Minimal and maximal values of coefficient of heat absorption deviation along the flue width

根据相关试验数据进行热力计算，得到了过热器受热面吸热偏差的试验解。囿于试验装置的局限性，此处只给出序号为 1，6，12，18，24 号管屏的吸热不均系数与计算值进行对比，如图 8 所示。1 号管屏为最靠近过热器入口的管屏，2 号在其下部，以此类推。

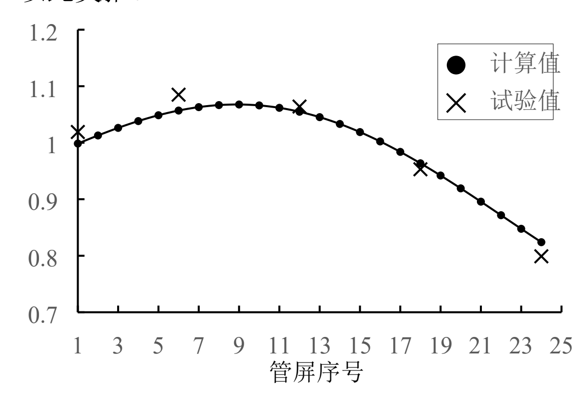


图 8 各管屏对应的吸热不均系数及部分试验值

Fig.8 Calculation results and experimental results of the coefficient of heat absorption deviation

表 2 给出了计算值与试验值的对比及误差。由图 8 及表 2 结果可得，试验值与计算值基本一致，在工程允许的误差范围之内，很好的证明了计算的可靠性。

表 2 吸热不均系数的计算值与试验值对比

Table 2 Comparison of the calculation results and experimental results

管排序号	1	6	12	18	24
计算结果	0.998509	1.056928	1.05479	0.963596	0.823984
试验结果	1.019	1.085	1.064	0.953	0.799
误差	2.05%	2.66%	0.87%	-1.10%	-3.03%

菱形受热面由于管束布置与烟气流向成 45° 角，其吸热偏差的分布并不是简单的中间高两边低的轴对称函数，而是出现了一定的偏移。在第 9 号管屏处出现最大值，以此为中心向两边逐渐减小；但减小的程度并不相同，体现在分布函数的斜率变化上。往过热器出口方向的吸热不均系数要比往过热器入口方向减小的快，其原因是受沿烟道高度方向的热负荷分布不均的影响。1 号管屏位于过热器的最高处，离热风入口最近，附近区域温度最高，热负荷较大；越往过热器出口方向温度越低，热负荷逐渐变小；24 号管屏虽然与 1 号管屏在宽度方向的热负荷分布具有近似等效性，但由于位于最低处，受高度方向热负荷分布影响最大，因而吸热不均系数最小，即为受热最少的管屏。在对菱形受热面的数值模拟中也体现了一致的规律性。从菱形受热面管束整体布置来看，中部高热负荷区域管束密集，两侧低热负荷区域管束较少，可合理有效利用热能。

由计算方法可知，管屏与烟气流向成一定角度后，吸热不均系数需要同时考虑沿锅炉对流烟道宽度和高度两方面的情况，这在一定程度上起到了吸热偏差的均匀化作用。对于每片管屏而言，均匀化既减小了中间和顶部位置较大的热负荷影响，又增大了两侧和底部位置较小的热负荷影响，使吸热偏差向中间平均值靠拢。从数值范围来看，菱形受热面的吸热不均系数在 0.82~1.07 之间，约 3/4 数量的管屏在 0.94~1.06 的范围以内。而一般顺排受热面的吸热偏差由沿锅炉宽度方向的吸热不均系数决定，由菱形受热面前一级蒸发器的试验数据计算可得，其吸热不均系数在 0.75~1.38 之间。与之相比，菱形受热面体现出非常好的吸热均匀性，对于减小热偏差有很好的结构优势。

5 结论

本文基于在国内某水泥厂建立的余热集成利用技术平台，对新型菱形受热面作为过热器时的吸热偏差进行了计算和分析。得到如下结论：

1) 由于与烟气流向成一定角度，菱形受热面的吸热偏差略区别于一般顺排或叉排的受热面。热负荷分布不均是产生热偏差的最主要因素，包括沿锅炉对流烟道宽度方向和高度方向的热负荷分布不均。

2) 提出了等效吸热不均系数的概念，并以此为基础给出了一种受热面布置与烟气流向呈一定角度时计算吸热偏差（吸热不均系数）的数学方法，与试验结果进行对比后验证了其可靠性。

3) 受热面管束布置疏密程度与热负荷分布相一致，可合理有效利用热能；吸热不均系数在0.82~1.07之间，体现了非常好的吸热均匀性。与顺排布置受热面相比，菱形受热面对于减小热偏差有较好的结构优势。

参考文献

[1] 范从振主编. 锅炉原理 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1986: 134-150

FAN Congzhen. Boiler Principle [M]. Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1986: 134-150

[2] 陈之航，赵再三. 单相流体在并联管组中的流量分布和热偏差的理论及计算 [J]. 锅炉技术, 1974, 10: 2-22

CHEN Zhihang, ZHAO Zaisan. Theory and Calculation of Flow Distribution and Thermal Deviation of Single-Phase Flow Through Manifold Systems [J]. Boiler Technology, 1974, 10:2-22

[3] 张蓉媛，王雅勤. 锅炉过热器系统热偏差计算方法的探讨 [J]. 现代电力, 2000, 17(3): 6-11

ZHANF Rongyuan, WANG Yaqin. Study of Heat Deviation Calculation Methods for Boiler 's Super-heater Systems [J]. Modern Electric Power, 2000, 17(3): 6-11

[4] 袁益超，陈之航. 单相流体在锅炉并联管组中流量分配规律研究 [J]. 华东工业大学学报, 1995, 17(3): 17-24

YUAN Yichao, CHEN Zhihang. The Research on Flow Distribution of Single-Phase Flow Through Manifold Systems in Boilers [J]. Journal of East China University of Technology, 1995, 17(3): 17-24

[5] 李彦军，张国磊，曹民侠. 增压锅炉过热器三维数值模拟及热偏差分析 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(12): 2115-2118

LI Yanjun, ZHANG Guolei, CAO Minxia. Numerical Modeling and Analysis of Thermal Deflection for the Overheater of Supercharge Boiler [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(12): 2115-2118

[6] 张蓉媛. 大型电站锅炉过热器系统热偏差计算与壁温特性研究 [D]. 华北电力大学, 2000

ZHANG Rongyuan. Calculation Method of Heat Deviation and Special Study to Wall Temperature for Super-Heater System of Large-Capacity Boiler [D]. North China Electric Power University, 2000

[7] 刁芹海. B&W 2000t/h锅炉过热器系统热偏差计算与应对措施研究 [D]. 东南大学, 2007

DIAO Qinhai. Research of Calculation and Tackling Measures of Thermal Deviation of B&W 2000 t/h Boiler [D]. Southeast University, 2007

[8] 邵慰骏，陈之航. 直流锅炉双相流体管组的热偏差 [J]. 锅炉技术, 1980(Z1): 53

SHAO Weijun, CHEN Zhihang. Thermal Deviation of Two-Phase Fluid Through Manifold Systems in Once-Through Boiler [J]. Boiler Technology, 1980(Z1): 53

[9] 曹民侠. 增压锅炉过热器数值模拟及热偏差分析 [D]. 哈尔滨工程大学, 2008

CAO Minxia. Numerical Modeling and Analysis of Thermal Deviation for the Superheater of Supercharge Boiler [D]. Harbin Engineering University, 2008

[10] 衡丽君. 大型锅炉热偏差数值计算方法与应对措施的研究 [D]. 东南大学, 2004

HENG Lijun, Research of Numerical Calculation Method and Tackling Measures of Thermal Deviation of Large-Capacity Boiler [D]. Southeast University, 2004

[11] 郭涛. 大型电站锅炉高温受热面热偏差分析研究 [D]. 华北电力大学, 2014

GUO Tao. Analysis and Research on Heat Deviation of High Temperature Heating Surface in Power Station Boiler [D]. North China Electric Power University, 2014

[12] 杜文静，王沛丽，程林. 一种新型受热面传热和流动特性的数值模拟及实验研究 [J]. 化工学报, 2015(06): 2070-2075

DU Wenjing, WANG Peili, CHENG Lin. Numerical Simulation and Experimental Research on Novel Heat

Transfer Surface [J]. CIESC Journal, 2015, 66(6): 2070-2075

[13] Moffat R J. Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis [J]. Journal of Fluids Engineering, 1982, 104(2): 250-260

附页

第一作者：王坤宇
通讯地址：山东省济南市市中区经十路 17923 号
山东大学千佛山校区热科学与工程研究中心
邮编：250013
手机号码：18615102612
电子信箱：sljzyz@sina.cn